

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-291737

(43) 公開日 平成11年(1999)10月26日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

F I

B 6 0 G 21/073

B 6 0 G 21/073

F 1 6 F 9/28

F 1 6 F 9/28

審査請求 未請求 請求項の数 5 F D (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平10-120132

(22) 出願日 平成10年(1998)4月13日

(71) 出願人 000000929

カヤバ工業株式会社

東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル

(72) 発明者 政村 辰也

東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内

(72) 発明者 松本 洋

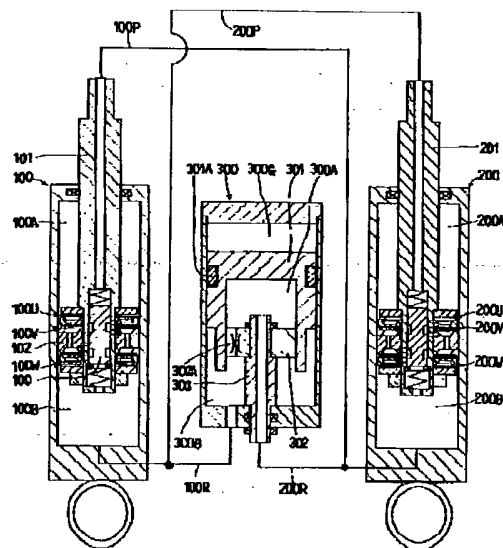
東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内

(54) 【発明の名称】 サスペンション装置

(57) 【要約】

【課題】 油圧シリンダの伸縮が同相の時と逆相の時とで、減衰力の差が大きいサスペンション装置を提供すること。

【解決手段】 ピストンロッドの下端側インロー部には、圧側サブ減衰バルブ100U、主減衰バルブ100V、伸側サブ減衰バルブ100Wが順に積層されて結合される一方、前記インロー部のスプール孔には、圧側サブ減衰バルブと下部室10B及び伸側サブ減衰バルブと上部室100Aの間を、左右一対の油圧シリンダの下部室間の圧力差に応動して開閉する切り替えスプール109が摺動自在に嵌合され、一対の油圧シリンダが同相に作動する際は、中立状態に保持された切り替えスプールにより、開弁圧力の高い主減衰バルブと開弁圧力の低い伸側及び圧側サブ減衰バルブが全て開いて低い減衰力となり、逆に一対の油圧シリンダが逆相又は一方のみ作動する際は、伸側及び圧側サブ減衰バルブが遮断されて高い減衰力に切り替わること。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】車両の左右に配在されてピストンロッド又は外筒のいずれか一方の上端側が車体側に連結されるとともに、下端側が車軸側に連結される左右一対の油圧シリンダと、内部に摺動自在にフリーピストンを収容し、当該フリーピストンの中空部に中空ロッドに支持され且つ絞りを備えたピストンが摺動自在に嵌合して上部室と下部室とを画成する差動バルブと、当該差動バルブの上部室と下部室を前記左右一対の油圧シリンダの各油室に油圧管路を介して連結したサスペンション装置におい

て、前記ピストンロッドの下端側インロー部には、圧側サブ減衰バルブ、主減衰バルブ、伸側サブ減衰バルブが順に積層されて結合される一方、前記インロー部に穿設されたスプール孔には、前記圧側サブ減衰バルブと下部室及び前記伸側サブ減衰バルブと上部室の間を、前記一対の油圧シリンダの下部室間の圧力差に応動して開閉する切り替えスプールが摺動自在に嵌合され、前記左右一対の油圧シリンダが同相に作動する際は、中立状態に保持された前記切り替えスプールにより、開弁圧力を高く設定した前記主減衰バルブと開弁圧力を低く設定した前記伸側及び圧側サブ減衰バルブが全て開いて低い減衰力となり、逆に前記左右一対の油圧シリンダが逆相又は一方のみ作動する際は、前記伸側及び圧側サブ減衰バルブが遮断されて高い減衰力に切り替わることを特徴とするサスペンション装置。

【請求項2】車両の左右に配在されてピストンロッド又は外筒のいずれか一方の上端側が車体側に連結されるとともに、下端側が車軸側に連結される左右一対の油圧シリンダと、内部に摺動自在にフリーピストンを収容し、当該フリーピストンの中空部に中空ロッドに支持され且つ絞りを備えたピストンが摺動自在に嵌合して上部室と下部室とを画成する差動バルブと、当該差動バルブの上部室と下部室を前記左右一対の油圧シリンダの各油室に油圧管路を介して連結したサスペンション装置におい

て、前記左右一対の油圧シリンダのいずれか一方のピストンロッドの下端側インロー部に穿設されたスプール孔に上下動自在に嵌合する前記切り替えスプールの上面には、他の油圧シリンダの下部室の圧力が付加され、且つ前記スプール孔の上部に収容された上部スプリングにより下方に付勢される一方、前記スプール孔に嵌合する前記切り替えスプールの下面には、各々の油圧シリンダの下部室の圧力が付加されるとともに、これら左右一対の油圧シリンダの下部室は前記差動バルブの絞りを介して連通し、前記スプール孔よりも大きく形成された下部スプリング室に移動自在に収容され下部スプリングにより上方に付勢されたスペーサに前記切り替えスプールの下面が当接し、且つ当該下部スプリング室の段付き部に前記スペーサが当接することにより、中立状態を保持すること

を特徴とするサスペンション装置の油圧シリンダ。

【請求項3】前記インロー部内側のスプール孔に嵌合する前記切り替えスプールの上面には、前記差動バルブのガス室の圧力が付加されることを特徴とする請求項1又は2に記載のサスペンション装置の油圧シリンダ。

【請求項4】前記インロー部内側のスプール孔に嵌合する前記切り替えスプールの上面には、前記差動バルブのガス室の圧力に相当する高压のガスを封入したことを特徴とする請求項1又は2に記載のサスペンション装置の油圧シリンダ。

【請求項5】前記インロー部内側のスプール孔に嵌合する前記切り替えスプールの上面は、大気解放あるいは大気圧に相当する低压のガスを封入したことを特徴とする請求項1又は2に記載のサスペンション装置の油圧シリンダ。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、サスペンション装置に関し、特に走行中の車両における車体振動の抑制を可能にするように設定されたサスペンション装置の改良に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】近年のサスペンション装置は、減衰作動をしながら車体を支えるだけでなく、走行中の車両における車体振動の抑制を可能にするように設定されることが多く、例えば特開平6-72127号公報に開示されたものがある。

【0003】この公報の図1に相当する図5に示すサスペンション装置は、油圧シリンダ2内が絞り9の付加されたピストン6によって上部室7と下部室8とに画成され、かつ車輪側と車体側のうち一方にシリンダ2の本体が連結され、他方にピストン6が連結される車輪側と車体側の間に介装された油圧シリンダ2と、この油圧シリンダ2の上下室のうち一方に連通された油室14を有し、この油室14と高压ガス室13とがフリーピストン12によって画成された調圧シリンダ11aからなる調圧装置3を備えている。

【0004】そして、4つの車輪のうち少なくとも2つに油圧シリンダ2を装着するとともに、上記調圧装置3にはそれぞれの油圧シリンダの油圧管路16、17毎に調圧シリンダ11aを設け、各調圧シリンダ11aのフリーピストン12、12同士を互いに連動するよう一体的に構成し、前記油圧管路16、17同士を絞り部材4を介して連通したものである。左右一対の油圧シリンダ2、2が同一方向に伸縮するときには、調圧シリンダ11aの絞りを通過する作動油は少なく、それぞれの油圧シリンダ2、2のピストン6に付加された絞り9を作動油が通過することによって、油圧シリンダ2の作動が減衰される。

【0005】左右一対の油圧シリンダ2が逆の方向に伸

縮すると、調圧シリンダ11a側の絞り部材4に作動油が多く流れるようになるので、その際にはそれぞれの油圧シリンダ2のピストン6に付加された絞り9と、調圧シリンダ11a側の絞り部材4とを介して作動油が通過することによって油圧シリンダ2の動作が減衰される。このため、左右一対の油圧シリンダ2の動作方向に違いが生じたときに調圧シリンダ11a側の絞り部材4が減衰効果を発揮する。

【0006】従って、車体にピッチングやバウンス等の前後の上下動が発生し、左右一対の油圧シリンダ2が同じ方向に伸縮する（同相）ときには、低い減衰効果が得られる。一方ローリング等の左右の揺動が発生し、左右一対の油圧シリンダ2が逆の方向に伸縮する（逆相）ときには、高い減衰効果が得られ、効果的に車体の振動を抑制することができる。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】上記逆相時に減衰力を発生するのは、油圧シリンダ2、2と調圧装置3側の2つのフリーピストン12、12へ連なるそれぞれの作動油室14間に設けられている絞り4である。絞り4で発生する作動油の抵抗、すなわち絞り前後の圧力差（以下差圧と略称）は、ガス圧以上の差圧は発生しないため高圧ガス室のガス圧が上限となる。ガス圧を高くすると絞り4の前後の差圧は大きくすることができるが、油圧シリンダ2が同相で伸縮するときの反力変化（ピストンロッドの断面積×ガス圧の変化＝ガスばね定数）が大きくなり、乗心地が悪化する。そこでシリンダ2のピストンロッド10の断面積を大きくすれば、同じ差圧でも減衰力を高くすることができるが、この場合も同様に、油圧シリンダ2が同相で伸縮するときの反力変化が大きくなり、乗心地が悪化する。このように逆相時に加算される減衰力には乗心地からの制約があり、同相時と逆相時の減衰力の差を十分に大きくできないと言う問題があった。

【0008】本発明は以上のような実情に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、油圧シリンダの伸縮が同相の時と逆相の時とで、減衰力の差が大きいサスペンション装置を提供することである。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明は、「車両の左右に配在されてピストンロッド又は外筒のいずれか一方の上端側が車体側に連結されるとともに、下端側が車軸側に連結される左右一対の油圧シリンダと、内部に摺動自在にフリーピストンを収容し、当該フリーピストンの中空部に中空ロッドに支持され且つ絞りを備えたピストンが摺動自在に嵌合して上部室と下部室とを画成する差動バルブと、当該差動バルブの上部室と下部室を前記左右一対の油圧シリンダの各油室に油圧管路を介して連結したサスペンション装置」を前提とするものである。

【0010】前記課題を解決するために本発明の採った

第1の手段は、「前記ピストンロッドの下端側インロー部には、圧側サブ減衰バルブ、主減衰バルブ、伸側サブ減衰バルブが順に積層されて結合される一方、前記インロー部に穿設されたスプール孔には、前記圧側サブ減衰バルブと下部室及び前記伸側サブ減衰バルブと上部室の間を、前記一対の油圧シリンダの下部室間の圧力差に応動して開閉する切り替えスプールが摺動自在に嵌合され、前記左右一対の油圧シリンダが同相に作動する際は、中立状態に保持された前記切り替えスプールにより、開弁圧力を高く設定した前記主減衰バルブと開弁圧力を低く設定した前記伸側及び圧側サブ減衰バルブが全て開いて低い減衰力となり、逆に前記左右一対の油圧シリンダが逆相又は一方のみ作動する際は、前記伸側及び圧側サブ減衰バルブが遮断されて高い減衰力に切り替わること」である。

【0011】第2の手段は、「前記左右一対の油圧シリンダのいずれか一方のピストンロッドの下端側インロー部に穿設されたスプール孔に上下動自在に嵌合する前記切り替えスプールの上面には、他の油圧シリンダの下部室の圧力が付加され、且つ前記スプール孔の上部に収容された上部スプリングにより下方に付勢される一方、前記スプール孔に嵌合する前記切り替えスプールの下面には、各々の油圧シリンダの下部室の圧力が付加されるとともに、これら左右一対の油圧シリンダの下部室は前記差動バルブの絞りを介して連通し、前記スプール孔よりも大きく形成された下部スプリング室に移動自在に収容され下部スプリングにより上方に付勢されたスペースに前記切り替えスプールの下面が当接し、且つ当該下部スプリング室の段付き部に前記スペースが当接することにより、中立状態を保持すること」である。ピストンロッドのスプール孔に嵌合する切り替えスプールの上面には、差動バルブのガス室の圧力を付加してもよいし、差動バルブのガス室の圧力に相当するガスを封入してもよい。また、ピストンロッドのスプール孔に嵌合する切り替えスプールを下方に付勢するスプリングのセット荷重を適正に設定すれば、切り替えスプールの上面は大気に解放してもよいし、あるいは大気圧に相当する低圧のガスを封入してもよい。

【0012】

【発明の実施の形態】次に本発明に係るサスペンション装置を図1に示す第1実施形態について説明する。本発明の最大の特徴は、油圧シリンダのピストン部に差圧で作動する減衰力可変機構を設けることである。この実施形態においては、差動バルブ300の内部に外周側にシール301Aを装着したフリーピストン301を上下動自在に嵌合し、高圧のガス室300Gと作動油の充満した上部室300A及び下部室300Bとを画成している。フリーピストン301はキャップ状に形成され、その内側の中空部に嵌合するピストン302には絞り302Aが設けられている。

【0013】一方の油圧シリンダ100の下部室100Bは、油圧管路100Rにより差動バルブ300の下部室300Bに連結されている。同様に、他方の油圧シリンダ200の下部室200Bは、油圧管路200Rにより差動バルブ300の底蓋に支持された中空ロッド303の中空孔を介して上部室300Aに連結されている。また、上部室300Aと下部室300Bは、ピストン302に付加された絞り302Aを介して連通している。

【0014】差動バルブ300の上部室300Aと下部室300Bの受圧面積は、同一になるように、フリーピストン301の外径及び上部室300Aを形成する中空部の径が設定されている。また、差動バルブ300のガス室300Gの容積は十分に大きく、油圧シリンダ100、200のピストンロッド101、201の伸縮によってガス圧が大きく変動しないように設定されている。

【0015】油圧シリンダ100、200のピストンロッド101、201の下端インロー部には、図2のピストン部の詳細図に示すように圧側ディスク105の上面に撓み剛性の小さい圧側サブ減衰弁106を対向させた開弁圧力の低い圧側サブ減衰バルブ100Uと、ピストン102の上面及び下面に撓み剛性の大きい圧側減衰弁103及び伸側減衰弁104を対向させ、上部室100Aと下部室100Bを連通する開弁圧力の高い主減衰バルブ100Vと、伸側ディスク107の下面に撓み剛性の小さい伸側サブ減衰弁108を対向させた開弁圧力の低い伸側サブ減衰バルブ100Wとが順に積層状態で装着されている。

【0016】開弁圧力の高い主減衰バルブ100Vは、上部室100Aと下部室100Bの間を撓み剛性の大きい減衰弁103、104を介して直接連通し、開弁圧力の低いサブ減衰バルブ100U、100Wは、上部室100Aと下部室100Bの間を、ピストンロッドの下端インロー部に穿設されたスプール孔101Bに摺動自在に嵌合した切り替えスプール109を介し、上記主減衰バルブ100Vを迂回して並列に設けられている。

【0017】切り替えスプールの下端面109Cは、下部スプリング室101Cに下部スプリング111により上方に付勢されて摺動自在に嵌合するスペーサ112に当接し、上端面109Dはスプール孔101Bの上部に收容された上部スプリング110により下方に付勢されている。下部スプリング室101Cはスプール孔101Bよりも大きく形成されている。このため下部スプリング111により上方に付勢されたスペーサ112の上方への移動は、下部スプリング室101Cの上端部で規制されるので、切り替えスプール109は、通常状態においては図2(A)に示す中立状態に保持され、上部室100Aと下部室100Bの間をサブ減衰バルブ100U、100Vを介して連通している。

【0018】一方の油圧シリンダ100の切り替えスプール109の下端面109Cには、通孔101Dを介し

て下部室100Bの圧力が作用している。油圧シリンダ100の下部室100Bと差動バルブの下部室300Bとを連結する油圧管路100Rの途中から分岐したパイロット油圧管路200Pは、ピストンロッド201の内部通路を通して、他の油圧シリンダ200の切り替えスプール109の上面に一方の油圧シリンダ100の下部室100Bの圧力を作用させている。

【0019】同様に、他の油圧シリンダ200の下部室200Bと差動バルブの上部室300Aとを連結する油圧管路200Rの途中から分岐したパイロット油圧管路100Pは、ピストンロッド101の内部通路を通して、一方の油圧シリンダ100の切り替えスプール109の上面に、他の油圧シリンダ200の下部室200Bの圧力を作用させている。

【0020】つぎに、図3に示す第2実施形態においては、左右一對の油圧シリンダ100、200に内蔵された切り換えスプール109の上方に、他の油圧シリンダの下部室の圧力をパイロット圧として付加する替わりに、差動バルブのガス室300Gの圧力を直接導いている。

【0021】また、図4に示す第3実施形態においては、上記第1実施形態におけるパイロット油圧管路100P、200Pを省略している。油圧シリンダ150の切り換えスプール109の下部スプリング室101Cには、下部室150Bの圧が作用しているので、スプール孔101Bの上部に区画された上部スプリング室には、差動バルブ300のガス室300Gの圧力に見合った高圧のガスが封入され、プラグ151A等の密封手段により封止されている。切り替えスプール109は、上下のスプリング室101B、101Cに加わる圧力と上下一對の上部スプリング110、下部スプリング111の釣り合いによって、通常は図2(A)の詳細図に示す中立位置に保持されている。

【0022】この第3実施形態においては、上部スプリング室101Bは大気解放あるいは大気圧程度の低圧のガスを封入して、下部スプリング室101Cから加わる圧力に切り替えスプール109の受圧面積を乗じた力に相当する上部スプリング室101Bのスプリングの弾発力で釣り合わせることもできる。またピストン部には主減衰バルブとサブ減衰バルブを配設しているが、サブ減衰バルブを省略し、ピストンロッドのインロー部に設けられた通孔101F、101G及び通孔101H、101Jを、切り替えスプール109により直接開閉してもよい。

【0023】つぎに、作動について説明する。図1に示す第1実施形態においては、左右一對の油圧シリンダ100、200が上下に動くときは、それぞれのピストンロッド101、201が油室に進入、退出する体積に相当する作動油が油圧管路を介して差動バルブ300に入りする。

【0024】図1に示す第1実施形態においては、左右一対の油圧シリンダ100、200が同相で動くときには、一方の油圧シリンダ100から、差動バルブの下部室300Bに進入、退出する油量と、他方の油圧シリンダ200から上部室300Aに進入、退出する油量は同じである。このときは、左右の油圧シリンダ100、200からの圧油によって、フリーピストン301はガス室300Gの圧力に抗して、上下に移動するので、絞り302Aに作動油の流れは生じない。従って油圧シリンダ100、200のピストンロッドに内挿された切り換えスプール109の上下スプリング室101B、101Cに加わる圧力に差はなく、切り換えスプールは図2(A)の中立位置を保持する。

【0025】ピストンロッドが伸長する所謂伸長行程において、切り替えスプール109が図2(A)に示す中立状態にあるときは、上部室100Aの作動油がピストンの伸側ポート102A、下面開口窓102C、通孔102Eを経て、ピストンロッドの通孔101H、切り替えスプールの溝109A、ピストンロッドの通孔101Jを通り、伸側ディスクの通孔107Bから下面開口窓107Aに流入し、当該下面開口窓107Aに対向して設けられた伸側サブ減衰弁108を押し開いて下部室100Bに流出する。伸側サブ減衰弁108は主減衰バルブ100Vの伸側減衰弁104よりも撓み剛性が小さく設定されているので、この際の通路抵抗により低い伸側減衰力を発生する。

【0026】同様に、ピストンロッドが収縮する所謂圧縮行程において、切り替えスプール109が図2(A)に示す中立状態にあるときは、下部室100BAの作動油がピストンの圧側ポート102B、上面開口窓102D、通孔102Fを経て、ピストンロッドの通孔101G、切り替えスプールの溝109B、ピストンロッドの通孔101Fを通り、圧側ディスクの通孔105Bから上面開口窓105Aに流入し、当該上面開口窓105Aに対向して設けられた圧側サブ減衰弁106を押し開いて上部室100Aに流出する。圧側サブ減衰弁106は主減衰バルブ100Vの圧側減衰弁103よりも撓み剛性が小さく設定されているので、この際の通路抵抗により低い圧側減衰力を発生する。

【0027】このように、切り替えスプールの中立位置に於いては、開弁圧力の高い主減衰バルブ100Vと開弁圧力の低いサブ減衰バルブ100U、100Wの双方とも通路が開かれている。作動油は開弁圧力の高い主減衰バルブ100Vよりも通路抵抗が小さいサブ減衰バルブ100U、100Wを流れるため、伸側、圧側ともに低い減衰力になる。

【0028】油圧シリンダ100、200が左右逆相で動くか、または一方の油圧シリンダのみ単独で動く時には、差動バルブ300の上下室300A、300Bに出入りする油量に差が生ずる。例えば、左右の油圧シリン

ダ100、200が全く逆相で動くときには、上部室300Aと下部室300Bの受圧面積は同一に設定されているため、差動バルブの下部室300Bには一方の油圧シリンダ100から作動油が流入し、上部室300Aからは他の油圧シリンダ200に同量の作動油が流出する。このとき下部室300Bは増圧する一方、上部室300Aは減圧する。すなわち下部室300Bの増圧でフリーピストン301を上方に押し上げる力と、上部室300Aの減圧でフリーピストン301を下方に引き下げる力が同一になるため、フリーピストン301は動かない。

【0029】上述した差動バルブの上下室300A、300B間の圧力差により、下部室300Bの作動油が絞り302Aを通して上部室300Aに流入し、減衰力を発生する。この際差動バルブの下部室300Bの圧力が、一方の油圧シリンダ100側の切り替えスプール109下方の下部スプリング室101Cに働き、上部室300Aの圧力がパイロット油圧管路100Pを介して切り替えスプール109上方の上部スプリング室101B室に加わる。この上下スプリング室間の差圧によって、例えば収縮側の油圧シリンダ100の切り換えスプールは、図2(B)に示すように図の上方に動いて、サブ減衰バルブ100U、100Wを遮断し、伸長側の油圧シリンダ200の切り換えスプールは、図2(C)に示すように図の下方に動いて、同様にサブ減衰バルブ200U、200Wを遮断する。

【0030】このように切り替えスプール109が、図2(B)又は図2(C)に示すように、伸長側の油圧シリンダ200のサブ減衰バルブ200U、200Wを遮断しているときは、上部室200Aの作動油は、ピストンの伸側ポート102Aを経て主減衰バルブ100Vの下面開口窓102Cに流入し、当該下面開口窓102Cに対向して設けられた撓み剛性の大きい伸側減衰弁104を押し開いて下部室200Bに流出し、この際の通路抵抗により高い伸側減衰力を発生する。

【0031】同様に切り替えスプール109が、図2(B)又は図2(C)に示すように、収縮側の油圧シリンダ100のサブ減衰バルブ100U又は100Wを遮断しているときは、上部室100Aの作動油は、ピストンの圧側ポート102Bを経て主減衰バルブ100Vの上面開口窓102Dに流入し、当該上面開口窓102Dに対向して設けられた撓み剛性の大きい圧側減衰弁103を押し開いて上部室100Aに還流し、この際の通路抵抗により高い圧側減衰力を発生する。

【0032】図3に示す第2実施形態は、切り替えスプール109の上方に他の油圧シリンダの下部室の圧力をパイロット圧として付加する替わりに、差動バルブのガス室300Gの圧力を付加する点を除けば、図1の第1実施形態と作用、効果は同じである。

【0033】この実施形態においては、差動バルブのガ

ス室300Gの圧力が切り換えスプール109の上方には直接、また下方には差動バルブのフリーピストン301を介して間接的に付加される。このため差動バルブの絞り302Aに差圧が発生しない限り、切り換えスプールの上下に加わる差圧は、温度変化やピストンロッドのストローク位置によってガス圧が変動した場合にも変化しない。従ってこの実施形態においては、差動バルブのガスの圧力変化が大きくなならないような設計（例えば、ガス室容積の増加、放熱フィンの付加等）は不要である。

【0034】図4に示す第3実施形態においては、切り換えスプール109の上方にパイロット圧が作用していないことを除けば、図1の第1実施形態と作用、効果は同じである。切り換えスプール109の下方に加わる油圧シリンダ150、250下部室の圧力だけで、切り換えスプール109の切り換え作用を行う。差動バルブ300のガス室310Gの容積は十分に大きく設定されているので、ピストンロッドの伸縮に伴うガス圧の変化はわずかである。

【0035】左右一対の油圧シリンダ150、250が例えば同相で収縮するときは、増圧した一方の油圧シリンダ150の圧力が差動バルブの下部室300Bに加わり、同様に他の油圧シリンダ250の圧力が差動バルブの上部室300Aに加わって、差動バルブのフリーピストン301を押し上げる。このため油圧シリンダ150、250の下部室150B、250Bの圧力変化は少なく、それぞれの油圧シリンダに内蔵された切り換えスプールを上下に動かすほどの力は発生しない。逆に逆相で動くときには、第1実施形態で説明したのと同様に絞り302A前後に差圧が生ずるので、例えば収縮側油圧シリンダ150の下部室150Bは増圧する一方、伸長側油圧シリンダ250の下部室250Bは減圧する。

【0036】油圧シリンダの下部室に連通する切り換えスプール109下方の圧力が変化すると、中立位置を保持するバランスがくずれ、切り換えスプール109は油圧シリンダ150、250の伸び縮みに応じてそれぞれ下方又は上方に動き、図2(B)又は図2(C)に示すようにサブ減衰バルブを遮断する。従って作動油は主減衰バルブ150V、250Vだけを流れ高い減衰力を発生する。

【0037】

【発明の効果】以上詳述した通り本発明においては、油圧シリンダのピストン部に減衰力可変機構を設け、差動バルブに内蔵されたフリーピストンの絞りの前後で発生する差圧を利用して、ピストン部で発生する減衰力の切り換えを行っている。差動バルブの絞りは、左右一対の油圧シリンダが逆相に作動する時には、この部分でも減

衰力を発生するとともに、発生する差圧をパイロット圧として利用しピストン部の減衰力を高く切り換え車体の横揺れを速やかに減衰する。また、ピストン上下室間（ピストンロッドに比べて断面積が大）の作動油の流れを利用して減衰力を発生するので、油圧シリンダが同相に動く時に比べ逆相に動く時に大きな減衰力を得られる。更に、乗心地の向上を狙って同相時の減衰力を低く設定しても、逆相時には高い減衰力に切り換えることができるので操縦安定性が向上する。

#### 10 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態に係るサスペンション装置の構成図である。

【図2】(A) 本発明の油圧シリンダに内蔵された切り換えスプール中立状態を示す断面図である。

(B) 切り換えスプールの上方への移動に伴う遮断状態を示す断面図である。

(C) 切り換えスプールの上方への移動に伴う遮断状態を示す断面図である。

【図3】本発明の第2実施形態に係るサスペンション装置の構成図である。

【図4】本発明の第3実施形態に係るサスペンション装置の構成図である。

【図5】従来技術に係るサスペンション装置の構成図である。

#### 【符号の説明】

100, 200, 150, 250 油圧シリンダ

100A, 200A, 150A, 250A (油圧シリンダの) 上部室

100B, 200B, 150B, 250B (油圧シリンダの) 下部室

100P, 200P (パイロット) 油圧管路

100R, 200R 油圧管路

100U, 200U 圧側サブ減衰バルブ

100V, 200V 主減衰バルブ

100W, 200W 伸側サブ減衰バルブ

101, 201 ピストンロッド

101B スプール孔

101C 下部スプリング室

109 切り替えスプール

110 上部スプリング

111 下部スプリング

112 スペーサ

300 差動バルブ

301 フリーピストン

302 ピストン

302A 絞り

303 中空ロッド





【図5】

